

**LAWYERS' AND MERCHANTS' TRANSLATION BUREAU, INC.**

**Legal, Financial, Scientific, Technical and Patent Translations**

**11 BROADWAY**

**NEW YORK, NY 10004**



**Certificate of Accuracy**

**TRANSLATION**

**From German into English**

**STATE OF NEW YORK } s.s. :  
COUNTY OF NEW YORK }**

On this day personally appeared before me  
who, after being duly sworn, deposes and states: Elisabeth A. Lucas

That he is a translator of the **German** and English languages by profession and  
as such connected with the **LAWYERS' & MERCHANTS' TRANSLATION  
BUREAU;**

That he is thoroughly conversant with these languages;

That he has carefully made the attached translation from the original document  
written in the **German** language; and

That the attached translation is a true and correct English version of such original,  
to the best of his knowledge and belief.

**SUBSCRIBED AND SWORN TO BEFORE ME  
THIS**

**SEP 18 2006**

Susan Tapley

Notary Public, State of New York

No. 01TA4999804

Qualified in Queens County

Certificate filed in New York County  
and Kings County

Commission Expires July 27, 2012

Impeller wheel for turbine machines

The invention relates to an impeller wheel for turbine machines, in particular to a turbine or compressor impeller wheel for gas turbines or exhaust gas turbochargers, having a centrically arranged hub bore. The centrically arranged hub bore serves, for example, for the passage of tie rods for fixing a rotor connection of a gas turbine drive mechanism.

Impeller wheels of turbine machines are subjected to considerable loadings in operation, in particular in the vicinity of the hub bore, due to the very high peripheral speeds. As a result, the hub area of the impeller wheel is usually of significantly broader execution than the contiguous radial areas of the impeller wheel, in order to be able in particular to withstand stresses due to centrifugal force.

Because of the different radial cross-sectional structure of the impeller wheel, the surrounding area of the bore is, however, subjected to different stresses. This leads, for example, to uneven force distributions with a force maximum at a specific point on the bore. In the case of symmetrically designed impeller wheels with a cross-sectional profile which diminishes in the radial direction, the bore in the area of the plane of symmetry of the impeller wheel, for example, is

stressed most highly, so that the hub area must be designed having regard for this loading maximum, and the operating speed of the impeller wheel is limited by the loading maximum.

The object of the present invention is thus to reduce these disadvantages and to improve an impeller wheel of the kind mentioned by way of introduction in such a way that, even at high peripheral speeds, the resulting unfavorable component part stresses in the hub bore are reduced. This object is achieved in accordance with the invention in that the bore in an area of increased mechanical stress exhibits a recess. With the help of a bore designed in this way, the force maxima which occur in conjunction with the operation of the impeller wheel can be reduced by increasing the percentage contact area of the externally located hub areas, which leads to the evening out of the stresses arising in the area of the bore along the pivot axis of the impeller wheel. An impeller wheel designed in accordance with the invention can thus tolerate higher operating speeds or, because of lower force maxima, can achieve a longer service life.

The recess should preferably exhibit a curved cross-sectional profile, in conjunction with which the path of the curve is adapted essentially to the local component part stresses in the area of the bore, so that an essentially uniform stress

arises in the entire area of the bore. The path of the curve in this case can be established iteratively by calculation, for example with the help of the finite element method (FEM), where characteristic operating values are utilized as calculation parameters for the application conditions in each case. The operating speed of the impeller wheel, the radial temperature gradient  $dT/dr$ , the axial temperature gradient  $dT/dx$ , and other axial stresses, for example, can be included in the familiar Finite Element Method that is used to establish the stress distribution.

The construction and functional characteristics of the invention are now described in greater detail with reference to the accompanying schematic drawings of two illustrative embodiments. Only the elements necessary for the immediate understanding of the invention are depicted in the drawings, in which:

Fig. 1 depicts an illustrative embodiment of the invention as a sectional representation, in which the impeller wheel is executed symmetrically;

Fig. 2 depicts an illustrative embodiment of the invention as a sectional representation, in which the impeller wheel is executed asymmetrically.

In the graphical representation in accordance with Figs. 1 and 2, component parts with fundamentally the same effect are identified with the same reference designations. The impeller wheel 1 designed according to the invention depicted in Fig. 1 is symmetrically designed, where the impeller wheel 1 diminishes from a hub bore 2 in the radial direction to the blades 3, so that in the case of an exclusively cylindrically designed bore (indicated by the upper straight line), the maximum component part stress arises due to the centrifugal force at a point 5 located on the plane of symmetry 4. In order to even out the component part stresses in the various axial areas of the bore 2, the recess 6 is provided according to the invention in the more highly stressed area of the hub. The recess 6 is designed with the form of a curve, where the path of the curve is optimized and determined in accordance with characteristic operating values with the help of the Finite Element Method (FEM). As can be appreciated, the curve 6 achieves its maximum in the plane of symmetry 4, that is to say at the point of maximum component part stress. The recess 6 is usually provided circumferentially in the hub bore in the case of impeller wheels with a radially identical structure. Where necessary, for example, due to the dimensions and/or the structure of the impeller wheel, it is entirely possible, for example, to provide a plurality of recess segments corresponding to the established requirements.

Fig. 2 depicts a compressor impeller wheel as a sectional representation. Because of the asymmetrical design of the impeller wheel, the area of increased component part stress, unlike that of the symmetrically designed impeller wheel according to Fig. 1, is displaced in this case into the area of the larger external diameter of the impeller wheel. The maximum stress on the bore 2 can be found in this case at a point 5 located in a plane 8. The curved cross-sectional profile of the recess 6 is in turn determined with the help of an appropriate method of calculation (for example FEM) and, because of the different design of the impeller wheel, also exhibits a different form from that of the recess 6 in the illustrative embodiment according to Fig. 1.

Patent Claims

1. Impeller wheel (1) for turbine machines, in particular a turbine or compressor impeller wheel for gas turbines or exhaust gas turbochargers, having a centrally arranged hub bore (2), characterized in that the hub bore (2) exhibits a recess (6) in an area of increased component part stress (4, 5, 8).

2. Impeller wheel (1) for turbine machines according to Claim 1, characterized in that the recess (6) exhibits a curved cross-sectional profile, in conjunction with which the path of the curve is adapted essentially to the local component part stresses in the area of the bore.

## Abstract

### Impeller wheel for turbine machines

An impeller wheel (1) for turbine machines, in particular a turbine or compressor impeller wheel for gas turbines or exhaust gas turbochargers, having a centrically arranged hub bore (2), is proposed, in which the bore (2) exhibits a recess (6) in an area of increased component part stress. In this way, the different local stresses in the hub bore (2) which occur during operation can be evened out, in particular in the case of impeller wheels having a cross-sectional structure which decreases in a radial direction, which leads to an increase in the service life even at higher operating speeds.



1/2

Fig. 1

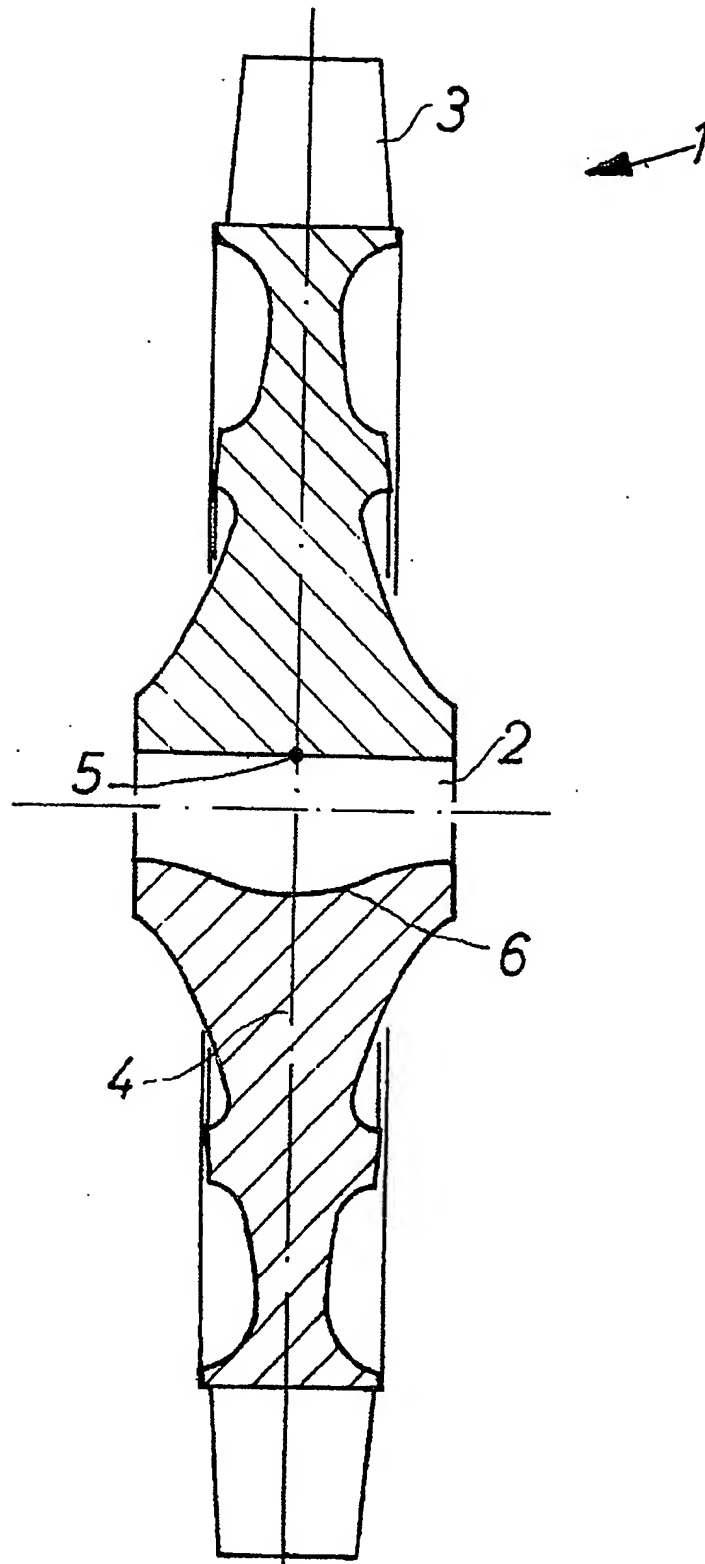
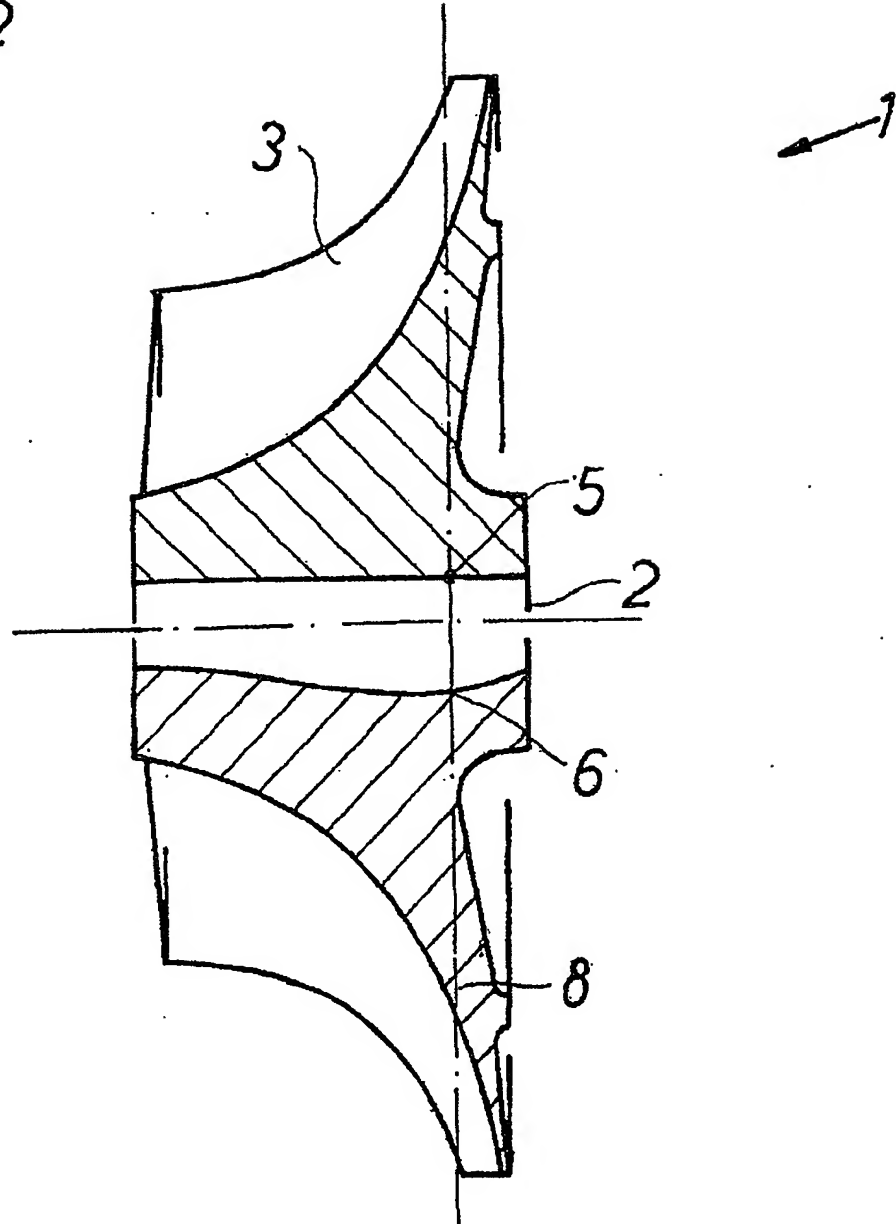


Fig. 2



⑬ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift  
⑪ DE 3400835 A1

⑤ Int. Cl. 4:  
F01 D 5/02

⑳ Aktenzeichen: P 34 00 835.7  
㉑ Anmeldetag: 12. 1. 84  
㉒ Offenlegungstag: 18. 7. 85

DE 3400835 A1

㉓ Anmelder:  
Klöckner-Humboldt-Deutz AG, 5000 Köln, DE

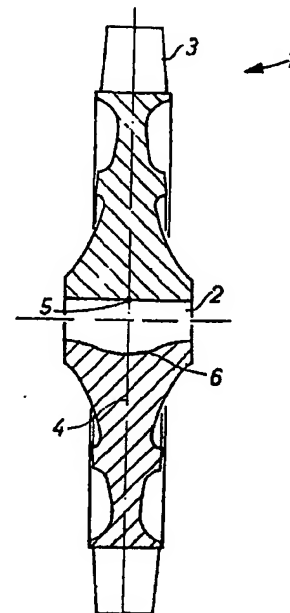
㉔ Erfinder:  
Domes, Bernd, Dr., 6393 Wehrheim, DE

㉕ Recherchenergebnisse nach § 43 Abs. 1 PatG:  
DE-PS 4 23 465  
DE-PS 2 13 421

Behördeneigentlich

㉖ Laufrad für Turbomaschinen

Es wird ein Laufrad (1) für Turbomaschinen, insbesondere ein Turbinen- oder Verdichterlaufrad für Gasturbinen oder Abgasturbo-lader, mit einer zentrisch angeordneten Nabenbohrung (2) vorgeschlagen, bei dem die Bohrung (2) in einem Bereich erhöhter Bauteilbeanspruchung eine Ausnehmung (6) aufweist. Hierdurch können insbesondere die bei Laufrädern mit in radialer Richtung abnehmender Querschnittsstruktur im Betrieb auftretenden unterschiedlichen lokalen Beanspruchungen der Nabenbohrung (2) vergleichmäßig werden, was zu einer Erhöhung der Lebensdauer auch bei höheren Betriebsdrehzahlen führt.



DE 3400835 A1

KH

5000 Köln 80, den 9. Jan. 1984  
D 84/02 AE-ZPB P/B

3400835

Patentansprüche

1. Laufrad (1) für Turbomaschinen, insbesondere Turbinen- oder Verdichterlaufrad für Gasturbinen oder Abgasturbolader, mit einer zentrisch angeordneten Nabenbohrung (2), dadurch gekennzeichnet, daß die Nabenbohrung (2) in einem Bereich erhöhter Bauteilbeanspruchung (4, 5, 8) eine Ausnehmung (6) aufweist.
- 05
2. Laufrad (1) für Turbomaschinen nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausnehmung (6) ein kurvenförmiges Querschnittsprofil aufweist, wobei der Kurvenverlauf im wesentlichen den lokalen Bauteilbeanspruchungen des Bohrungsbereiches angepaßt ist.
- 10

Laufrad für Turbomaschinen

Die Erfindung bezieht sich auf ein Laufrad für Turbomaschinen, insbesondere auf ein Turbinen- oder Verdichterslaufrad für Gasturbinen oder Abgasturbolader, mit einer zentrisch angeordneten Nabenbohrung. Die zentrisch angeordnete Nabenbohrung dient beispielsweise zur Hindurchführung von Zugankern zur Halterung eines Rotorverbandes eines Gasturbinentriebwerks.

Laufräder von Turbomaschinen sind im Betrieb aufgrund der sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten erheblichen Belastungen insbesondere im Bereich der Nabenbohrung ausgesetzt. Üblicherweise ist daher der Nabenbereich des Laufrades wesentlich breiter ausgebildet als die sich daran anschließenden radialen Bereiche des Laufrades, um insbesondere Fliehkraftbeanspruchungen standhalten zu können.

Aufgrund der unterschiedlichen radialen Querschnittsstruktur des Laufrades ist allerdings der Umgebungsbereich der Bohrung unterschiedlichen Beanspruchungen ausgesetzt. Dies führt z. B. zu ungleichmäßigen Spannungsverteilungen mit einem Spannungsmaximum an einer bestimmten Stelle der Bohrung. Bei symmetrisch gestalteten Laufrädern mit einem sich in radialer Richtung verjüngendem Querschnittsprofil ist beispielsweise die Bohrung im Bereich der Symmetrieebene des Laufrades am höchsten beansprucht, so daß der

05 Es ist somit Aufgabe der vorliegenden Erfindung, diese Nachteile zu verringern und ein Laufrad der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß auch bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten die hierbei auftretenden ungünstigen Bauteilbeanspruchungen in der Nabenbohrung verringert werden. Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch  
10 gelöst, daß die Bohrung in einem Bereich erhöhter Festigkeitsbeanspruchung eine Ausnehmung aufweist. Mit Hilfe einer derart gestalteten Bohrung können die im Betrieb des Laufrades auftretenden Spannungsmaxima verringert werden,  
15 in dem der Traganteil der außenliegenden Nabenbereiche erhöht wird, was zu einer Vergleichmäßigung der im Bohrungsbereich längs der Drehachse des Laufrades auftretenden Beanspruchungen führt. Somit kann ein erfindungsgemäß gestaltetes Laufrad höhere Betriebsdrehzahlen ertragen oder  
20 aufgrund niedrigerer Spannungsmaxima eine längere Lebensdauer erreichen.

BNSDOCID: &lt;DE\_\_\_\_\_3400835A1\_1\_&gt;

so z. B. die Betriebsdrehzahl des Laufrades, der radiale Temperaturgradient  $dT/dr$ , der axiale Temperaturgradient  $dT/dx$  und andere axiale Beanspruchungen herangezogen werden.

05

Aufbau und Funktionseigenschaften der Erfindung werden nun anhand der beiliegenden schematischen Zeichnungen von zwei Ausführungsbeispielen näher beschrieben. In den Zeichnungen sind nur die zum unmittelbaren Verständnis der Erfindung notwendigen Elemente des Laufrades dargestellt. Es zeigen:

10

15

Fig. 1 ein Ausführungsbeispiel der Erfindung in einer Schnittdarstellung, bei dem das Laufrad symmetrisch gestaltet ist;

Fig. 2 ein Ausführungsbeispiel der Erfindung in einer Schnittdarstellung, bei dem das Laufrad unsymmetrisch gestaltet ist.

20

In der zeichnerischen Darstellung nach den Fig. 1 und 2 sind grundsätzlich gleichwirkende Teile mit gleichen Bezugsziffern versehen. Das erfindungsgemäß gestaltete Laufrad 1 nach Fig. 1 ist symmetrisch gestaltet, wobei sich das Laufrad 1 von einer Nabenbohrung 2 in radialer Richtung zu den Schaufeln 3 verjüngt, so daß bei einer ausschließlich zylindrisch gestalteten Bohrung (durch obere gerade Linie angedeutet) aufgrund der Fliehkraft in einem in der Symmetrieebene 4 gelegenen Punkt 5 die maximale Bauteilbeanspruchung auftritt. Um die Bauteilbeanspruchungen der verschiedenen axialen Bereiche der Bohrung 2 zu nivellieren, ist erfindungsgemäß im höher beanspruchten Nabenbereich die Ausnehmung 6 vorgesehen. Die Ausnehmung 6 ist kurvenförmig gestaltet, wobei der

25

30

Kurvenverlauf in Abhängigkeit charakteristischer Betriebs-  
kenngrößen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) op-  
timiert und festgelegt wird. Wie ersichtlich hat die Kurve  
6 in der Symmetrieebene 4 ihr Maximum, also an der Stelle  
05 der maximalen Bauteilbeanspruchung. Die Ausnehmung 6 ist  
bei Laufrädern mit radial identischer Struktur üblicher-  
weise in der Nabenbohrung umlaufend vorgesehen. Soweit es  
z. B. die Abmessungen bzw. die Struktur des Laufrades  
erforderlich machen, ist es durchaus möglich, z. B.  
10 mehrere Ausnehmungssegmente entsprechend der ermittelten  
Erfordernisse vorzusehen.

Fig. 2 zeigt in einer Schnittdarstellung ein Verdichter-  
laufrad. Aufgrund der unsymmetrischen Gestaltung des Lauf-  
rades ist hier der Bereich der erhöhten Bauteilbeanspru-  
15 chung im Gegensatz zu dem symmetrisch gestalteten Laufrad  
nach Fig. 1 in den Bereich der größeren Außendurchmesser  
des Laufrades verschoben. Die maximale Beanspruchung der  
Bohrung 2 ist hier in einem Punkt 5 in einer Ebene 8 zu  
20 finden. Das kurvenförmige Querschnittsprofil der Ausneh-  
mung 6 ist wiederum mit Hilfe einer geeigneten Rechen-  
methode (z. B. FEM) festgelegt und weist aufgrund der un-  
terschiedlichen Gestaltung des Laufrades auch eine andere  
Form als die Ausnehmung 6 des Ausführungsbeispiels nach  
25 Fig. 1 auf.



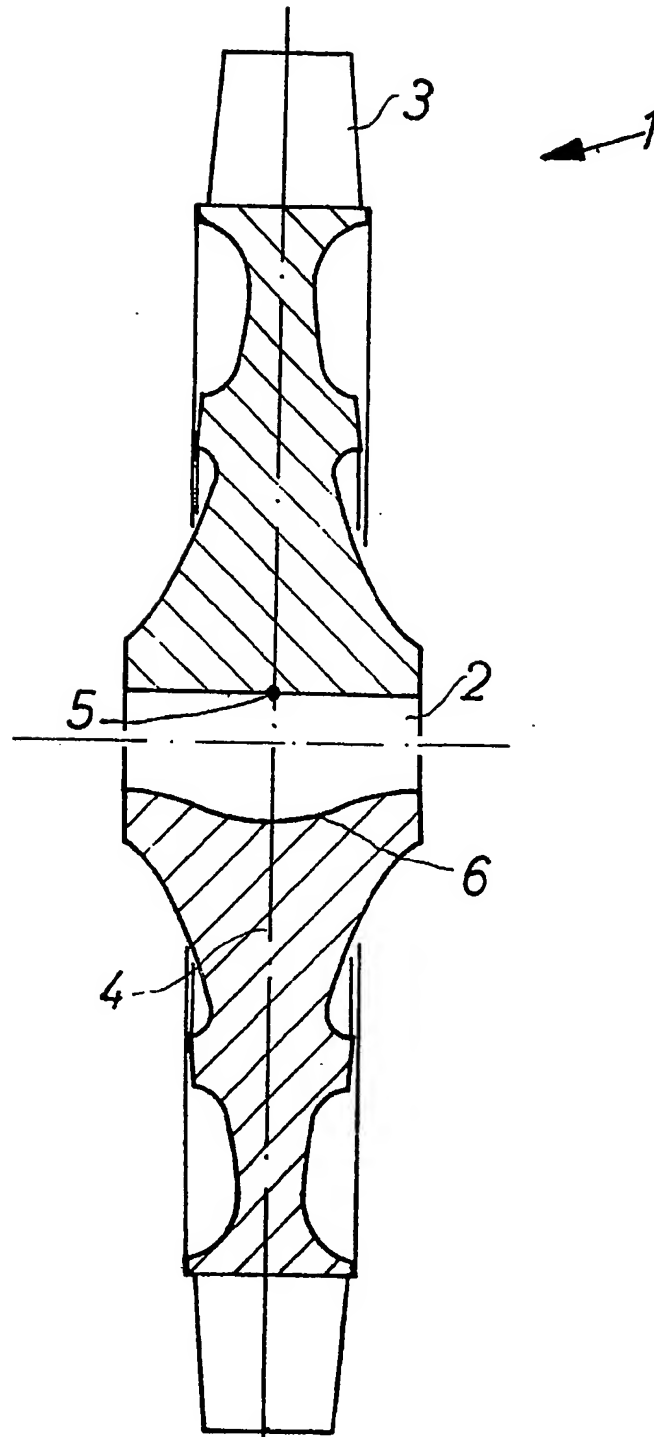
1275-00

-7-

Nummer:  
Int. Cl.<sup>3</sup>:  
Anmeldetag:  
Offenlegungstag:

34 00 835  
F 01 D 5/02  
12. Januar 1984  
18. Juli 1985

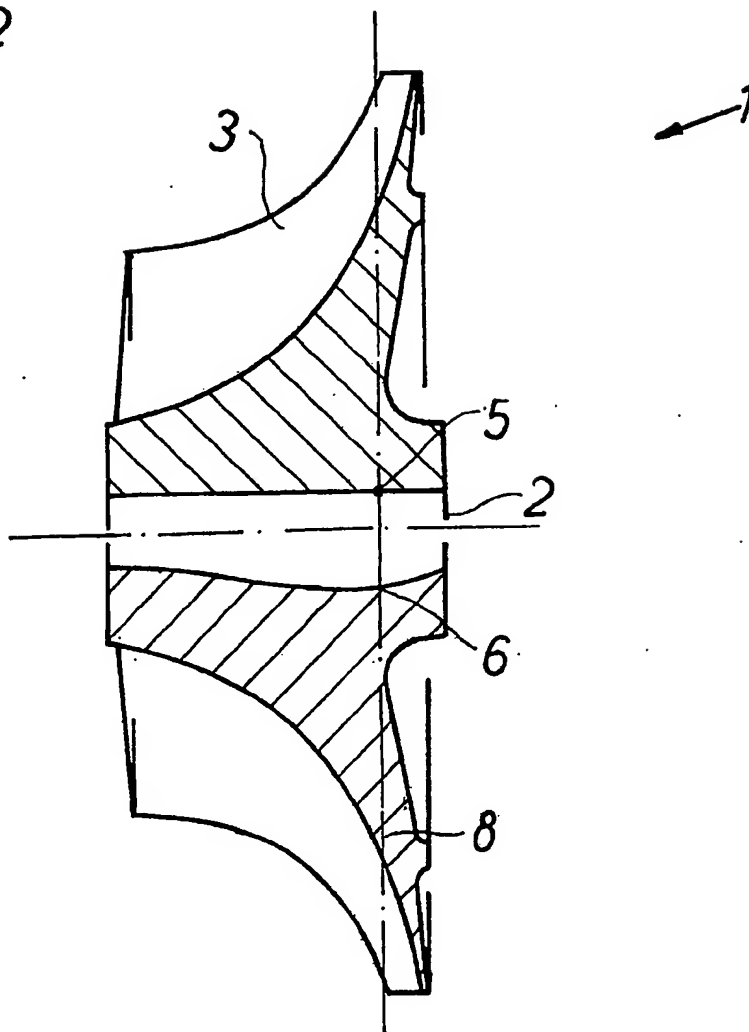
Fig. 1



KHD

D84/02

Fig. 2



BEST AVAILABLE COPY

KHD

D84/02